

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭62-110535

⑬ Int.Cl.<sup>4</sup>

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 昭和62年(1987)5月21日

B 60 K 41/14  
F 16 H 5/40

8108-3D  
7331-3J

審査請求 未請求 発明の数 2 (全10頁)

⑮ 発明の名称 車両駆動系の制御装置

⑯ 特 願 昭60-248396

⑰ 出 願 昭60(1985)11月6日

⑱ 発 明 者 所 節 夫 豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
⑲ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 豊田市トヨタ町1番地  
⑳ 代 理 人 弁理士 高 矢 諭 外2名

明 細 書

1. 発明の名称

車両駆動系の制御装置

2. 特許請求の範囲

(1) アクセルペダルと独立してエンジントルクを変え得る手段を有したエンジンと、変速比を無段階に調整できる無段変速機とを備えた車両駆動系の制御装置において、

少なくともアクセル開度に関連して目標出力馬力を求める手段と、

少なくとも該目標出力馬力に関連して前記無段変速機の目標入力側回転速度を求める手段と、

前記無段変速機の変速比を変化させて、該無段変速機の実入力側回転速度を前記目標入力側回転速度にフィードバック制御する手段と、

少なくとも前記目標出力馬力と無段変速機の実入力側回転速度とに関連して目標エンジントルクを求める手段と、

少なくとも該目標エンジントルクと実エンジン回転速度とに関連して前記エンジントルクを変え

得る手段の目標値を求める手段と、

エンジントルクを変え得る手段を該目標値にフィードバック制御する手段と、

を備えたことを特徴とする車両駆動系の制御装置。

(2) 前記エンジントルクを変え得る手段が、スロットルアクチュエータであり、前記目標値の対象がスロットル開度である特許請求の範囲第1項記載の車両駆動系の制御装置。

(3) 前記エンジントルクを変え得る手段が、ディーゼルエンジンの燃料噴射ポンプであり、前記目標値の対象が燃料噴射量である特許請求の範囲第1項記載の車両駆動系の制御装置。

(4) 前記目標出力馬力を、アクセル開度と車速とに関連して求めることを特徴とする特許請求の範囲第1項～第3項のいずれかに記載の車両駆動系の制御装置。

(5) 前記エンジントルクを変え得る手段の目標値を、目標エンジントルクと実エンジン回転速度と無段変速機の回転速度の時間的変化量とに関連

して求めることを特徴とする特許請求の範囲第1項～第4項のいずれかに記載の車両駆動系の制御装置。

(6) アクセルペダルと独立してエンジントルクを変え得る手段を有したエンジンと、変速比を無段階に調整できる無段階変速機とを備えた車両駆動系の制御装置において、

少なくともアクセル開度に関連して目標出力馬力を求める手段と、

少なくとも該目標出力馬力に関連して前記無段階変速機の目標入力側回転速度を求める手段と、

該目標入力側回転速度と無段階変速機の実出力側回転速度とから無段階変速機の目標変速比を求める手段と、

該目標変速比に無段階変速機の実速度比をフィードバック制御する手段と、

少なくとも前記目標出力馬力と無段階変速機の実入力側回転速度に関連して目標エンジントルクを求める手段と、

少なくとも該目標エンジントルクと実エンジン

回転速度とに関連して前記エンジントルクを変え得る手段の目標値を求める手段と、

エンジントルクを変え得る手段を該目標値にフィードバック制御する手段と、

を備えたことを特徴とする車両駆動系の制御装置。

### 3. 発明の詳細な説明

#### (産業上の利用分野)

本発明は、車両駆動系の制御装置に係り、特に、アクセルペダルと独立してエンジントルクを変え得る手段を有したエンジンと、変速比を無段階に調整できる無段階変速機とを備えた車両駆動系の制御装置の改良に関する。

#### (従来の技術)

車両用自動変速機構の一つとしてベルト等によって駆動される無段階変速機構がある。この無段階変速機構は一般に、固定プーリ及び可動プーリからなり油圧サーボ装置によつて有効径が可変とされたV型プーリ装置を入力軸上及び出力軸上にそれぞれ有し、該V型プーリ装置間に掛設された伝動

ベルトにより前記入力軸側の回転を出力軸側に無段階に変速して伝達することができるようにしたものである。通常、入力側の油圧サーボ装置へのオイル流量を流量制御弁によつて変更して該入力側V型プーリ装置の有効径を強制的に変更し、一方、出力側の油圧サーボ装置の油圧を圧力制御弁によつて変更し、この入力側V型プーリ装置の有効径変更に追従して伝動ベルトがスリップしないでトルク伝達が行えるように構成してある。

車両の駆動系においてこのような無段階変速機構を導入する大きな目的の1つは、車両を常にエンジン使用域の中の最良燃費率の部分で走行させ、実車燃費を改善することであり、既に従来種々の開発がなされている。

#### (発明が解決しようとする問題点)

しかしながら、従来開示されている技術は、いづれも未だ改良の余地を残しているというのが実情である。

例えば、特開昭59-32642では、車両走行における過渡時をも含めて常に最良燃費率の

図上を走行する方法が開示されているが、この方法では、変速の過渡時に出力トルクが不足して走行性能、特に加速性能が悪化するという問題を有している。

又、特開昭58-39870では、定常状態では最良燃費ライン上を走行し、一方、変速過渡時には、スロットルアクチュエータより無段階変速機構の変速の応答性が遅いため実際には第8図破線で示すような動作となり、結果として最良燃費ラインから外れて走行性が前述の特開昭59-32642より悪化したものとなる方法が開示されている。しかしながら、この方法は、変速過渡時において結果的に第8図破線に示すような動作となるのであつて、変速過渡時の出力を任意に制御し得るものではない。従つて、変速過渡時においてその出力を所定値に設定したいときには、この方法では困難である。

一方、特開昭58-160661では、その特許請求の範囲第6項において、変速過渡時に出力馬力を要求馬力となるように制御する方法が開示

されている。この方法によれば、変速過程においてその出力を所定の値に設定することができるが、トルクセンサを必須としているため、システムの構成が複雑となり、又それだけコスト高となっている。

〔発明の目的〕

本発明は、このような従来の問題に臨みてなされたもので、トルクセンサを用いることなく、簡単な構成で出力馬力を過渡時においても所定値に制御することができ、優れた燃費効率と良好な走行特性とを両立させることのできる車両駆動系の制御装置を提供することを目的とする。

〔問題点を解決するための手段〕

本第1発明は、アクセルペダルと独立してエンジントルクを変え得る手段を有したエンジンと、変速比を無段階に調整できる無段階変速機とを備えた車両駆動系の制御装置において、少なくともアクセル開度に関連して目標出力馬力を求める手段と、少なくとも該目標出力馬力に関連して前記無段階変速機の目標入力側回転速度を求める手段と、

る手段と、該目標変速比に無段階変速機の実速度比をフィードバック制御する手段と、少なくとも前記目標出力馬力と無段階変速機の実入力側回転速度に関連して目標エンジントルクを求める手段と、少なくとも該目標エンジントルクと実エンジン回転速度とに関連して前記エンジントルクを変え得る手段の目標値を求める手段と、エンジントルクを変え得る手段を該目標値にフィードバック制御する手段と、を備えることにより、同じく上記目的を達成したものである。

〔作用〕

本第1発明においては、主にアクセル開度に関連して目標出力馬力を求め、この目標出力馬力に関連して無段階変速機の目標入力側回転速度を求め、無段階変速機の実速度比を変化させて無段階変速機の実入力側回転速度を前記目標入力側回転速度にフィードバック制御する一方で、前記目標出力馬力と無段階変速機の実入力側回転速度とに関連して目標エンジントルクを求め、この目標エンジントルクと実エンジン回転速度とに関連して前記エンジン

前記無段階変速機の実速度比を変化させて、該無段階変速機の実入力側回転速度を前記目標入力側回転速度にフィードバック制御する手段と、少なくとも前記目標出力馬力と無段階変速機の実入力側回転速度とに関連して目標エンジントルクを求める手段と、少なくとも該目標エンジントルクと実エンジン回転速度とに関連して前記エンジントルクを変え得る手段の目標値を求める手段と、エンジントルクを変え得る手段を該目標値にフィードバック制御する手段とを備えることにより、上記目的を達成したものである。

又、本第2発明は、アクセルペダルと独立してエンジントルクを変え得る手段を有したエンジンと、変速比を無段階に調整できる無段階変速機とを備えた車両駆動系の制御装置において、少なくともアクセル開度に関連して目標出力馬力を求める手段と、少なくとも該目標出力馬力に関連して前記無段階変速機の目標入力側回転速度を求める手段と、該目標入力側回転速度と無段階変速機の出力側実回転速度とから無段階変速機の目標変速比を求め

トルクを変え得る手段の目標値を求め、この目標値にエンジントルクを変え得る手段をフィードバック制御するようにしたため、定常時のみならず、変速の過渡時においても出力馬力を任意に制御することができる。又、構成上、トルクセンサを必須としていないため、構成が簡単であり、それだけコスト低減を実現することができる。更に、必然的にトルクセンサの不具合等による制御不良という問題も生じないため、それだけ信頼性の高い制御を行うことができるようになる。

一方、本第2発明においては、前記第1発明では無段階変速機の実入力側回転速度を目標入力側回転速度にフィードバック制御するようにしていたが、これに代え、無段階変速機の実速度比を目標速度比にフィードバック制御するようにしている。これにより、無段階変速機のフィードバック制御に当つて、出力側の回転速度の変系をも反映させながら、本第1発明と同様な作用を得ることができるようになる。

上記第1、第2発明において、好ましい実施態

は、前記エンジントルクを変え得る手段が、スロットルアクチュエータであり、前記目標値の対象がスロットル開度とされていることである。

又、好ましい実施態様は、前記エンジントルクを変え得る手段が、ディーゼルエンジンの燃料噴射ポンプであり、前記目標値の対象が燃料噴射量とされていることである。

又、好ましい実施態様は、前記目標出力馬力を、アクセル開度と車速とに因連して求めるようにすることである。これにより、目標出力馬力をより正確に求めることができるようになる。

又、好ましい実施態様は、前記エンジントルクを変え得る手段の目標値を、目標エンジントルクと実エンジン回転速度と無段変速機の回転速度の時間的変化量とに因連して求めるようにすることである。これにより、より適正な目標値を求めることができる。

#### 〔実施例〕

以下図面を参照して本発明の実施例を詳細に説明する。

又、入力側と出力側において固定プーリ11、15と可動プーリ12、16との軸方向の配設は互いに逆とされ、伝動ベルト18が常に入、出力軸6、8に対して直角に掛かるようにしてある。

固定プーリ11、15及び可動プーリ12、16の対向面は半径方向外方へ向つてお互いの距離を増大するテーパ面上に形成されている。又、断面が等脚台形の伝動ベルト18が入力側及び出力側のV型プーリ装置10、14間に掛けられる。この伝動ベルト18は各V型プーリ装置10、14の固定及び可動プーリの締付力の変化に伴つてプーリ面上における半径方向接触位置が連続的に変化する。入力側V型プーリ装置10における伝動ベルト18の接触位置が半径方向外方へ移動すると、出力側V型プーリ装置における伝動ベルト18の接触位置が半径方向内方へ移動し、CVTの速度比 $e$  ( $=$ 出力軸8の回転速度 $N_{out}$ /入力軸6の回転速度 $N_{in}$ )は増大し、逆の場合には速度比 $e$ は減少する。

出力軸8の動力は図示していない前後進切換え

第2図に本発明に係る車両駆動系の制御装置の実施例が適用された自動車用エンジン及び無段変速機の全体概略を示す。

図において、エンジンE/Gの出力軸2はクラッチ機構4を介してベルト駆動式の無段変速機(以下CVTと称する)に接続されている。

このCVTは、入力軸6上、及び出力軸8上にそれぞれ固定プーリ11、15、可動プーリ12、16からなるV型プーリ装置10、14を備える。入力側固定プーリ11は入力軸6に固定され、入力側可動プーリ12は軸方向へ移動可能に入力軸6の外周にスプライン又はボールベアリング等で嵌合している。同様に、出力側固定プーリ15は出力軸8に固定され、出力側可動プーリ16は軸方向へ移動可能に出力軸8の外周にスプライン又はボールベアリング等で嵌合している。

各可動側プーリ12、16の受圧面積は、入力側>出力側となるように設定されており、該入力側で速度比変更のための強制的な有効径変更ができるようになってい

る。用近置歯車装置、減速用の歯車装置、差動歯車装置等を介して駆動輪へ伝達される。

一方、アクセルペダルセンサ34は運転者の足35によつて踏込まれるアクセルペダル36の開度 $\theta_{ac}$ を検出する。又、エンジンE/Gの吸気スロットルの開度は、アクセルペダル36とは独立したスロットルアクチュエータ19によつて制御される。

入力側及び出力側回転角センサ20、21はそれぞれプーリ11、16の回転角を検出し、その結果回転速度(出力側の回転速度からは車速 $V$ )が検出・換算される。

圧力制御弁24は、オイルポンプ25によりリザーバ26から油路27を介して送られてくる油圧媒体としてのオイルの油路28への遮断量を制御することにより、油路29のライン圧 $P_L$ を調整する。出力側可動プーリ16の油圧サーボ装置には、油路29を介してライン圧 $P_L$ が供給される。

流量制御弁30は、入力側可動プーリ12への

オイルの流入・流出量を制御する。C V Tの速度比 $e$ を一定に維持するためには、油路33と油路29から分岐するライン圧油路31及びドレン油路32との接続が断たれる。その結果、入力側可動プーリ12の軸方向の位置が一定に維持され、速度比 $e$ も一定に維持される。又、速度比 $e$ を増大させるためには、ライン圧油路31から油路33を介して入力側可動プーリ12の油圧サーボ装置内へオイルを供給するようにする。その結果、入力側プーリ11、12間の締付力が増大され、該入力側プーリ11、12面上における伝動ベルト18の接触位置が半径方向外方へ移動して速度比 $e$ が増大される。逆に、速度比 $e$ を減少させるためには、入力側可動プーリ12の油圧サーボ装置内のオイルをドレン油路32を介して大気側へ導通させて該入力側プーリ11、12間の締付力を減少させるようにする。

油路33における油圧はライン圧 $P_L$ 以下であるが、前述のように、入力側可動プーリ12の油圧サーボ装置のピストン受圧面積が出力側可動プーリ16の油圧サーボ装置のピストン受圧面積よりも大きく設定してあるため、入力側プーリ11、12の締付力を出力側プーリ15、16の締付力よりも大きくすることが可能である。

入力側プーリ11、12の締付力を流量制御弁30で変化させることによつて該入力側プーリ11、12間における有効径を変化させ、一方、出力側プーリ15、16において入力側の有効径変化に追従して伝動ベルト18が滑らずにトルク伝達が確保されるような締付力が生じるようにライン圧 $P_L$ が圧力制御弁24によつて調圧される。

電子制御装置38は、アドレスデータバス39により互いに接続されているD/Aコンバータ40、入力インターフェイス41、A/Dコンバータ42、CPU43、RAM44、ROM45を含んでいる。アクセルペダルセンサ34のアナログ出力 $\theta_{ac}$ はA/Dコンバータ42へ送られ、回転角センサ20、21のパルスは入力インターフェイス41へ送られる。スロットルアクチュエータ19、流量制御弁30、及び圧力制御弁24へ

の制御電圧 $V_{th}$ 、 $V_{in}$ 、 $V_{out}$ はD/Aコンバータ40からそれぞれ増幅器49、50、51を介して送られる。

第3図(A)はスロットルアクチュエータ19用の増幅器49の入力電圧と出力電流との関係を示し、第3図(B)はスロットルアクチュエータ19の入力電流と吸気スロットル開度との関係を示している。従つて増幅器49の入力電圧に比例してスロットル開度が増大する。

第4図(A)は流量制御弁30用の増幅器50の入力電圧と出力電流との関係を示し、第4図(B)は流量制御弁30の入力電流と可動プーリ12の入力側油圧サーボへの流量との関係を示している。従つて増幅器50の入力電流の変化に速度比 $e$ は比例する。

第5図(A)は圧力制御弁24用の増幅器51の入力電圧と出力電流との関係を示し、第5図(B)は圧力制御弁24の入力電流とライン圧 $P_L$ との関係を示している。従つて増幅器51の入力電流の変化に対してライン圧 $P_L$ は線形的に変化する。

圧力制御弁24の入力電流が零であつてもライン圧 $P_L$ は所定値 $P_L$ に維持されるため、断線や電子制御装置38に万一不具合が生じて、可動プーリ12、16の油圧サーボへ所定油圧が供給され、C V Tにおける最少限のトルク伝達が確保される。

第1図にこの装置の制御系のブロック図を示す。図において、ブロック100はアクセル開度 $\theta_{ac}$ と車速 $V$ により目標出力馬力 $PS^*$ を式又はマップによつて求める演算器を示している。

ブロック102は目標出力馬力 $PS^*$ より目標入力側回転速度 $N_{in}^*$ を求める演算器を示している。この求め方は、例えば第7図に示されるような最適燃費ラインAに設定するとよい。なお、第7図において実線は等燃費率線( $g/PS \cdot H$ )、破線は等馬力率線( $PS$ )を示している。

ブロック104は、C V Tの実入力側回転速度 $N_{in}$ が目標入力側回転速度 $N_{in}^*$ となるように流量制御弁30の制御電圧 $V_{in}$ をフィードバック調整することによつてC V Tの速度比 $e$ を制御する。

圧力制御弁24の入力電流が零であつてもライン圧 $P_L$ は所定値 $P_L$ に維持されるため、断線や電子制御装置38に万一不具合が生じて、可動プーリ12、16の油圧サーボへ所定油圧が供給され、C V Tにおける最少限のトルク伝達が確保される。

制御系を示している。この制御には、例えば(1)式のような演算式を用いる。

$$V_{in} = k_1 (N_{in} - N_{in}^*) \dots (1)$$

なお、この制御に当つて例えば油温等に応じて補正をし、より精度の高い演算式を用いるようにするのは自由である。

ブロック106は、目標出力馬力 $PS^*$ とCVTの入力側回転速度 $N_{in}$ とより、目標エンジントルク $Te^*$ を式又はマップにより求める演算器を示している。この演算には、例えば(2)式を用いる。

$$Te^* = k_2 \times PS^* / N_{in} \dots (2)$$

ブロック108は、目標エンジントルク $Te^*$ と実エンジン回転速度 $Ne$ とにより、目標スロットル開度 $\theta_{th}^*$ を式又はマップによつて計算する演算器を示している。

ブロック110は、実スロットル開度 $\theta_{th}$ が、目標スロットル開度 $\theta_{th}^*$ になるようにスロットルアクチュエータ19の制御電圧 $V_{th}$ をフィードバック調整する制御系である。例えば、この制御

には(3)式を用いるとよい。

$$V_{th} = k_3 \times (\theta_{th}^* - \theta_{th}) \dots (3)$$

なお、前記ブロック100において、目標出力馬力は他の要因、例えば走行路勾配、車重、外部スイッチ(エコノミーパターン、あるいはパワーパターン等の選択スイッチ)等をパラメータとして修正・変更してもよい。

又、ブロック102において、目標入力側回転速度 $N_{in}^*$ は、他の要因、例えば車速、エンジン冷却水温、走行路勾配、車重、外部スイッチ、空燃比等をパラメータとして、修正・変更してもよい。

更に、ブロック108において、目標スロットル開度 $\theta_{th}^*$ は、他の要因、例えばエンジン冷却水温、空燃比、あるいはCVTの入力側回転速度の時間的変化量等をパラメータとして修正・変更してもよい。ここにおいて、CVTの入力側回転速度の時間的変化量を考慮するとよいのは、CVTの変速時はエンジンクラッチーCVT入力側の慣性モーメントの影響で、実出力トルクが変化

するためである。このための修正は、例えば次式で目標エンジントルク $Te^*$ を置換えればよい。

$$Te^* = Te^* + k_4 \times d/dt(N_{in}) \dots (4)$$

第6図に、上記制御のフローチャートを示す。

まず、ステップ200においてアクセル開度 $\theta_{ac}$ 、車速 $V$ 、入力側回転速度 $N_{in}$ 、エンジン回転速度 $Ne$ 、スロットル開度 $\theta_{th}$ の読み込みが行われる。次いでステップ202において目標出力馬力 $PS^*$ がアクセル開度 $\theta_{ac}$ 、車速 $V$ の関数 $f_1$ として求められる。その後、ステップ204において目標入力側回転速度 $N_{in}^*$ がステップ202において求められた目標出力馬力 $PS^*$ の関数 $f_2$ として求められる。ステップ206においては、ステップ204において求められた目標入力側回転速度 $N_{in}^*$ を用いて演算制御弁30の制御電圧 $V_{in}$ が式 $k_1(N_{in} - N_{in}^*)$ の演算によつて求められる。ステップ208においては、目標エンジントルク $Te^*$ が入力側回転速度 $N_{in}$ と目標出力馬力 $PS^*$ の関数 $f_3$ として求められる。又、ステップ210においては、目標スロットル開度

$\theta_{th}^*$ がステップ208において求められた目標エンジントルク $Te^*$ とエンジン回転速度 $Ne$ との関数 $f_4$ として求められる。そしてステップ212において、スロットルアクチュエータ19の制御電圧 $V_{th}$ が式 $k_3(\theta_{th}^* - \theta_{th})$ によつて求められる。

この結果、スロットル開度は定常時、過渡時を問わず所定値に正しく制御され、エンジンの出力トルクがそれに応じて制御されることになる。

なお、例えばディーゼルエンジン等においては、前記目標スロットル開度を目標燃料噴射量に置換えることで本発明の目的をそのまま達成することができる。

又、上記実施例では、CVTの入力側回転速度を目標入力側回転速度と比較してフィードバック制御するようにしていたが(第1発明)、これをCVTの速度比 $e$ を目標速度比 $e^*$ と比較してフィードバック制御するようにしても同様に本発明の目的が達せられる(第2発明)。この場合、目標速度比 $e^*$ は $N_{out} / N_{in}^*$ ( $N_{out}$ は無段変

速の出力側回転速度)として求めることができ、  
流量制御弁30の制御電圧 $V_{in}$ は $k_s(e - e^*)$   
として求めることができる。

(発明の効果)

以上説明した通り、本発明によれば、トルクセンサを用いることなく、簡単な構成で定常時及び過渡時のいずれにおいても出力トルクを適性に制御することができ、燃費向上及び動力性能の向上の両立を図ることができるようになるという優れた効果が得られる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は、本発明に係る車両駆動系の制御装置の実施例の構成を示すブロック図、第2図は、上記実施例が適用された自動車用エンジンと自動変速機の全体概要を示すスケルトン図、第3図(A)は、上記実施例で用いられているスロットルアクチュエータ用増幅器の入出力特性を示す線図、第3図(B)は、同じくスロットルアクチュエータの入力とスロットル開度との関係を示す線図、第4図(A)は、同じく流量制御弁用増幅器の入出力特性を示す線図、第4図(B)は、同じく流量

制御弁の入力とCVTの速度比との関係を示す線図、第5図(A)は、同じく圧力調整弁用増幅器の入出力特性を示す線図、第5図(B)は、同じく圧力制御弁の入力とライン圧との関係を示す線図、第6図は、同じく制御ルーチンを示す流れ図、第7図は、エンジン回転速度と出力トルクとの関係を示す線図、第8図は特開昭58-39870に開示されている技術を説明するための、エンジン回転速度と出力トルクとの関係を示す線図である。

E/G…エンジン、

6…入力軸、

8…出力軸、

$\theta_{ac}$ …アクセル開度、

V…車速、

$N_{in}$ …入力側回転速度、

$N_{in}^*$ …目標入力側回転速度、

$P S^*$ …目標出力馬力、

$T e^*$ …目標エンジントルク、

$\theta_{th}$ …スロットル開度、

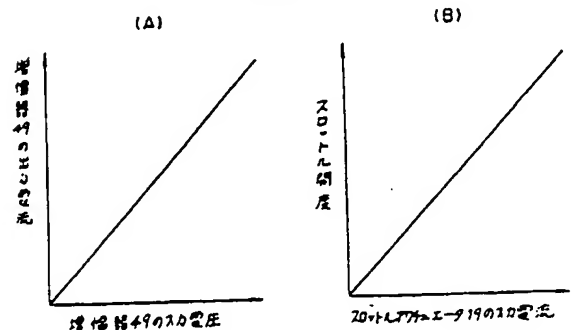
$\theta_{th}^*$ …目標スロットル開度、

$e$ …変速比、

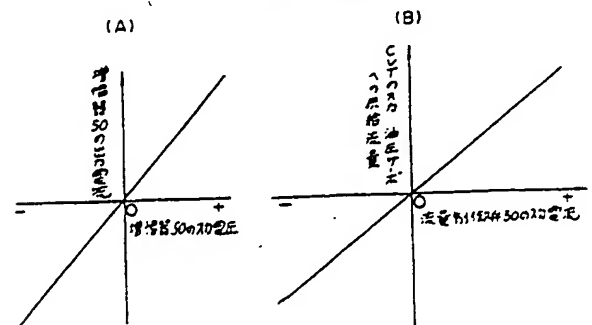
$e^*$ …目標変速比。

代理人 高 矢 誠  
松 山 圭 佑  
牧 野 剛 博

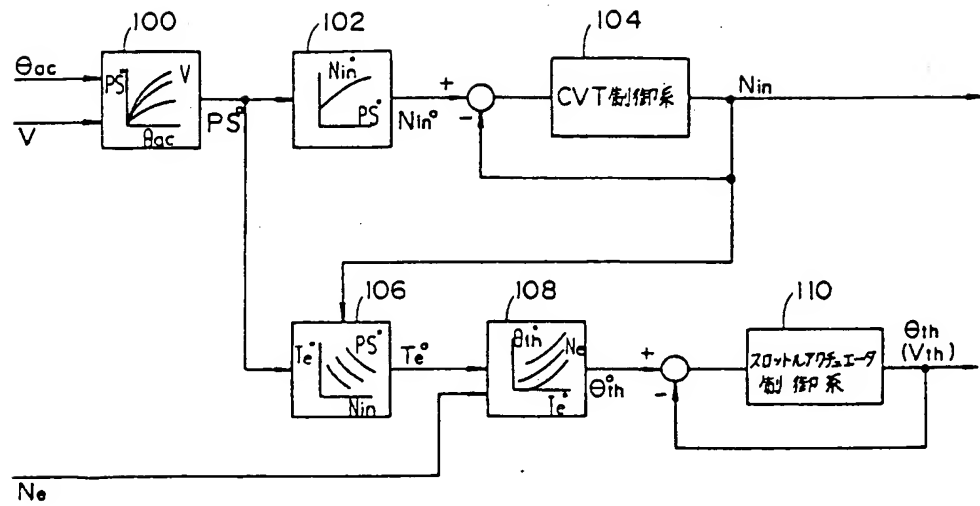
第3図



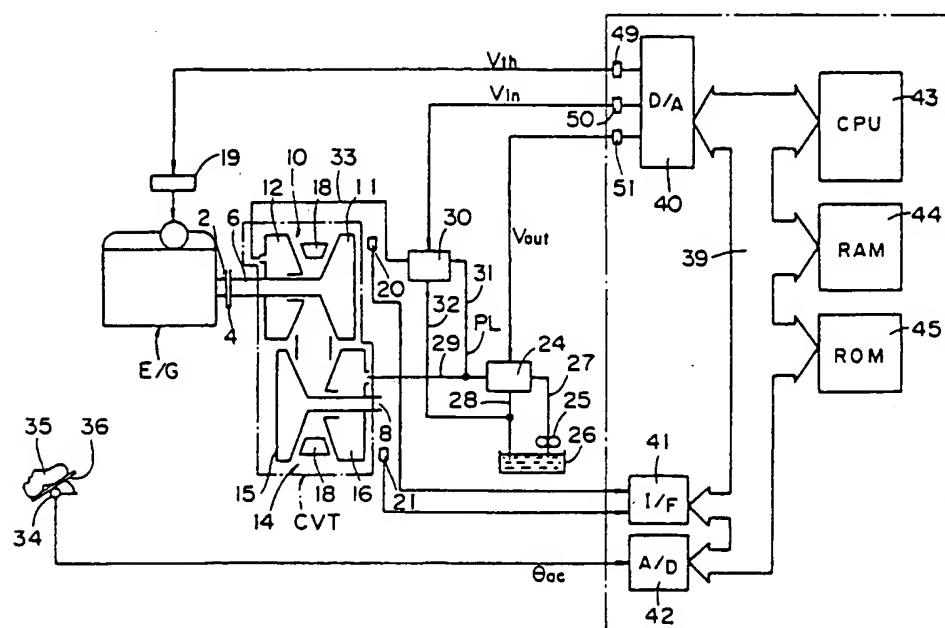
第4図



第 1 図

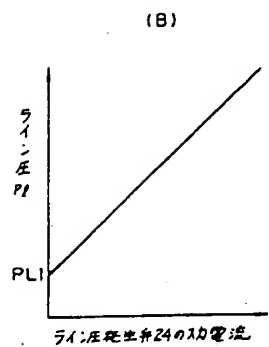
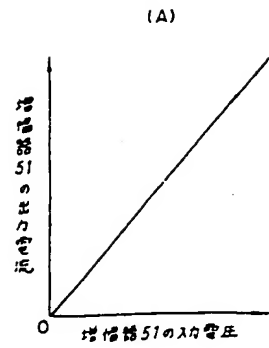


第 2 図

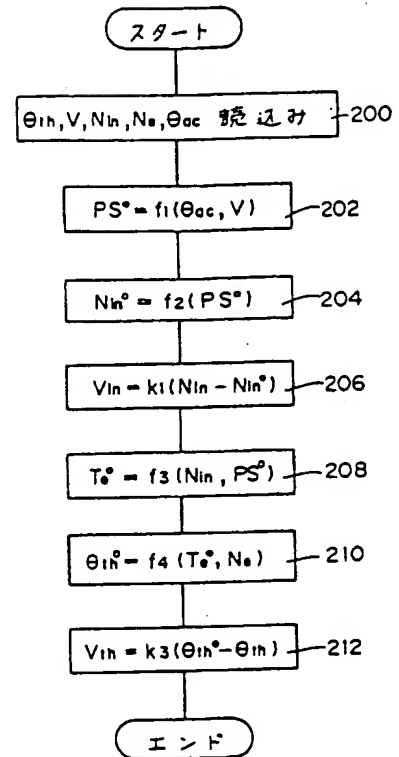




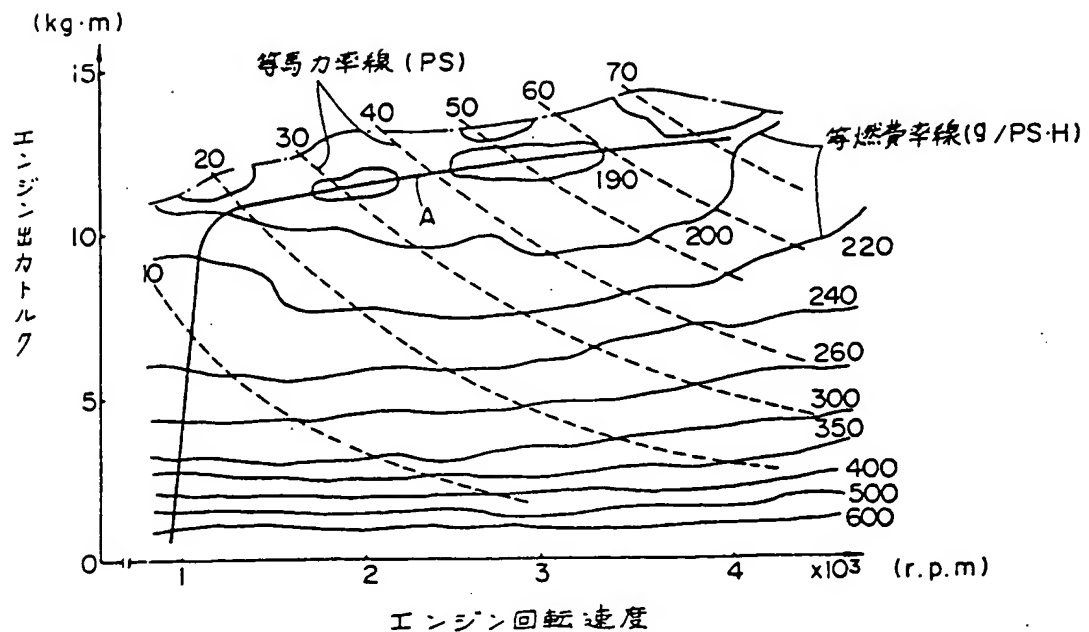
第 5 図



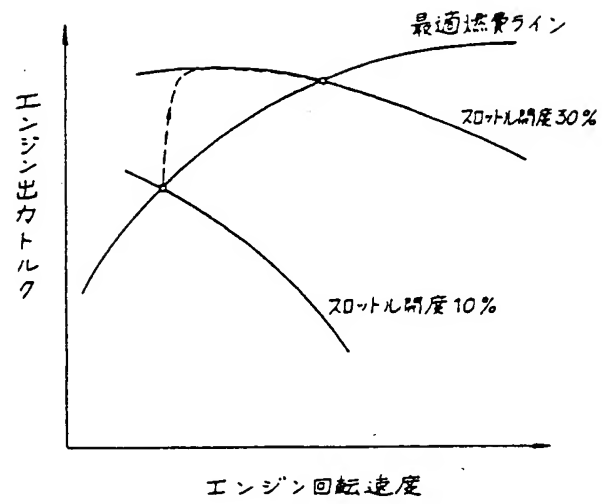
第 6 図



第 7 図



第 8 図



- (19) Japanese Patent Office (JP)  
(11) Japanese Laid-Open Patent Application No. 62-110535  
(12) Laid-Open Patent Publication (A)  
(51) Int. Cl.<sup>4</sup>: B60K 41/14

F16H 5/40

Identification Code

Internal Reference Numbers: 8108-3D  
7331-3J

(43) Laid-Open Date: May 21, 1987

Request for Examination: None

Number of Inventions: 2

(10 Pages in Total)

(54) Title of the Invention: VEHICLE DRIVE SYSTEM CONTROL DEVICE

(21) Japanese Patent Application No. 60-248396

(22) Date Filed: November 6, 1985

(72) Inventor: Setsuo Tokoro

c/o Toyota Motor Corporation, 1 Toyota-Cho, Toyota-City

(71) Applicant: Toyota Motor Corporation, 1 Toyota-Cho, Toyota-City

(74) Agent: Patent Attorney Satoshi Takaya and two others

SPECIFICATION

1. Title of the Invention

VEHICLE DRIVE SYSTEM CONTROL DEVICE

## 2. Claims

- (1) A vehicle drive system control device provided with an engine having an engine torque changing means independent of an accelerator pedal and a continuously variable transmission capable of continuously adjusting a transmission ratio, comprising
- a means for obtaining a target output horsepower in relation to at least the degree of acceleration;
  - a means for obtaining a target continuously variable transmission input-side rotational speed in relation to at least the target output horsepower; a means for feedback control of the actual input-side rotational speed of the continuously variable transmission to the target input-side rotational speed;
  - a means for obtaining a target engine torque in relation to at least the target output horsepower and the continuously variable transmission;
  - a means for obtaining a target value for the engine torque changing means in relation to target engine torque and actual engine rotational speed;
  - and a means for feedback control of the engine torque changing means to the target value.
- (2) The vehicle drive system control device according to Claim 1, wherein the engine torque changing means is a throttle actuator, and the object of the target value is the degree of throttle opening.
- (3) The vehicle drive system control device according to Claim 1, wherein the engine torque changing means is a diesel engine fuel injection pump, and the object of the target value is the amount of injected fuel.
- (4) The vehicle drive system control device according to any of Claims 1 to 3, wherein the target output horsepower is obtained in relation to the degree of acceleration and the vehicle speed.
- (5) The vehicle drive system control device according to any of Claims 1 to 4, wherein the target value of the engine torque changing means is obtained in relation to

the target engine torque, the actual engine rotational speed, and the change over time in the continuously variable transmission rotational speed.

(6) A vehicle drive system control device provided with an engine having an engine torque changing means independent of an accelerator pedal and a continuously variable transmission capable of continuously adjusting a transmission ratio, comprising

- a means for obtaining a target output horsepower in relation to at least the degree of acceleration;

- a means for obtaining a target continuously variable transmission ratio from the target input-side rotational speed and the continuously variable transmission actual output-side rotational speed;

- a means for feedback control to a target transmission ratio of the continuously variable transmission actual speed ratio;

- a means for obtaining a target engine torque in relation to at least the target output horsepower and the continuously variable transmission actual input-side rotational speed;

- a means for obtaining a target value for the engine torque changing means in relation to at least the target engine torque and the actual engine rotational speed;

- and a means for feedback control of the engine torque changing means to the target value.

### 3. Detailed Description of the Invention

#### (Industrial Field of Application)

The present invention relates to a vehicle drive system control device, and in particular to an improved vehicle drive system control device provided with an engine having a means for changing engine torque independent of the accelerator pedal, and a continuously variable transmission capable of continuous adjustment of a speed ratio.

#### Previous Technology

Continuously variable transmissions driven by belts, etc. are one [type] of vehicle automatic transmission. Such continuously variable transmissions generally comprise fixed pulley[s] and movable pulley[s], having on the input shaft and the output shaft,

respectively, V-shaped pulley devices the effective diameters of which can be varied by hydraulic servo devices; the input shaft-side rotation can be continuously changed in speed on the output side thereof and transmitted by a transmission belt extending between these V-shaped pulley devices. Normally, the oil flow on the input side to the hydraulic servo device is changed by a flow control valve; the input-side V-shaped pulley device effective diameter is forcibly changed, while oil pressure in the output-side hydraulic servo device is changed by a pressure control valve, so that torque transfer [sufficient] to prevent slipping of the transmission belt in response to changes in the input-side V-shaped pulley device effective diameter can be effected.

One major object of introducing such continuously variable transmissions in vehicle drive systems is to constantly run the vehicle at an optimal fuel consumption rate within the engine utilization range so as to improve actual vehicle fuel economy. Much development has already occurred.

#### Problems the Invention Seeks to Resolve

However, the reality is that all of the previously disclosed technologies leave room for improvement.

For example, in Laid Open Patent Application S59-32642, a method is disclosed for constantly running on the optimal fuel consumption rate line, inclusive of transitions in vehicle operation, but this method has problems in that output torque is insufficient during speed change transitions, thus degrading running performance and acceleration performance.

In Laid Open Patent Application S58-39870, a method is disclosed in which running occurs on the optimal fuel economy line under normal conditions and, during speed change transitions, operation is in actuality as shown by the broken line in Fig. 8 due to the slow response of the continuously variable transmission mechanism compared to a throttle actuator, with the result that [the system] departs from the optimal fuel economy line and is superior to the aforementioned Laid Open Patent Application S59-32642. As a result, however, operation with this method during speed change transitions is as shown by the broken line in Fig. 8, and output during speed change transitions

cannot be freely controlled. Therefore this method presents difficulties when one wishes to set a specific output value during speed change transitions.

In Laid Open Patent Application S58-16066, meanwhile, a method for controlling output horsepower such that it attains a required horsepower during speed change transitions is disclosed in Claim 6 thereof. By this method, that output can be set to a specified value during speed change transitions, but the system is made more complex due to the requirement for a torque sensor, resulting in higher costs.

### Object of the Invention

The present invention was undertaken in light of such previous problems, and seeks to provide a vehicle drive system control device capable of controlling output horsepower to a specified value even during transitions, using a simple constitution which does not make use of torque sensors, etc., and which can combine superior fuel efficiency and favorable running characteristics.

### Means for Resolving Problems

In a vehicle drive system control device provided with an engine having an engine torque changing means independent of an accelerator pedal and a continuously variable transmission capable of continuously adjusting a transmission ratio, the present first invention achieves the above object by comprising a means for obtaining a target output horsepower in relation to at least the degree of acceleration; a means for obtaining a target continuously variable transmission input-side rotational speed in relation to at least the target output horsepower; a means for feedback control of the actual input-side rotational speed of the continuously variable transmission to the target input-side rotational speed; a means for obtaining a target engine torque in relation to at least the target output horsepower and the continuously variable transmission; a means for obtaining a target value for the engine torque changing means in relation to target engine torque and actual engine rotational speed; and a means for feedback control of the engine torque changing means to the target value.

In a vehicle drive system control device provided with an engine having an engine torque changing means independent of an accelerator pedal and a continuously variable

transmission capable of continuously adjusting a transmission ratio, the present second invention achieves the same above object by comprising a means for obtaining a target output horsepower in relation to at least the degree of acceleration; a means for obtaining a target continuously variable transmission input-side rotational speed in relation to at least the target output horsepower; a means for feed back control of the continuously variable transmission actual speed ratio to a target speed change ratio, a means for obtaining a target engine torque in relation to at least the target output horsepower and the continuously variable transmission actual input-side rotational speed, a means for obtaining the target value of an engine torque changing means in relation to at least the target engine torque and the actual engine rotational speed, and a means for feedback control of the engine torque changing means to the target value.

#### Operation

In the present first invention, a target output horsepower is obtained primarily in relation to the degree of accelerator opening; the continuously variable transmission target input-side rotational speed is obtained in relation to this target output horsepower, and the continuously variable transmission actual input-side rotational speed is fed back to the target input-side rotational speed by changing the continuously variable transmission speed ratio, while the target engine torque is obtained in relation to the target output horsepower and the continuously variable transmission actual input-side rotational speed, the torque changing means target value is obtained in relation to this target engine torque and the actual engine rotational speed, and, by feedback control of the engine torque changing means to this target value, it is possible to freely control the output horsepower not only under normal conditions, but also during speed change transitions. Also, because there is no structural requirement for a torque sensor, the constitution is simplified, and can thus be reduced in cost to that degree. Also, because there are no problems such as control defects due to torque sensor problems, etc., control can be implemented at a corresponding higher level of reliability.

While the continuously variable transmission actual input-side rotational speed is feedback controlled to a target input-side rotational speed in the first invention, in the present second invention the continuously variable transmission actual speed ratio is



feedback controlled to the target speed ratio. By this means, a similar action to that of the first invention can be obtained while causing the element of the output-side rotational speed to be also reflected in the process of continuously variable transmission feedback control.

In a preferred embodiment of the inventions 1 and 2 above, the engine torque changing means is a throttle actuator, and the object of the target value is the degree of throttle opening.

In another preferred embodiment, the engine torque changing means is a diesel engine fuel injection pump, and the object of the target value is the amount of fuel injected.

In another preferred embodiment, the target output horsepower is obtained in relation to the degree of accelerator opening and vehicle speed. The target output horsepower can thus be accurately obtained.

In another preferred embodiment, the target value of the engine torque changing means is obtained in relation to the target engine torque, the actual engine rotational speed, and the amount of change over time in the continuously variable transmission rotational speed. A more accurate target value can thus be obtained.

## Embodiments

Below we explain embodiments of the present invention in detail with reference to figures.

Fig. 2 depicts an overview of an automobile engine and continuously variable transmission to which an embodiment vehicle drive system control device of the present invention has been applied.

In the figure, an engine E/G output shaft 2 is connected to a belt drive-type continuously variable transmission (hereafter referred to as "CVT") via a clutch mechanism 4.

V-shaped pulley devices 10, 14 composed of stationary pulleys 11, 15 and movable pulley 12, 16 are provided on an input shaft 6 and an output shaft 8 of the CVT, respectively. The input-side stationary pulley 11 is affixed to the input shaft 6, and the input-side movable pulley 12 is movably engaged to the outer circumference of the input

shaft 6 by a spline, ball bearing, or the like in an axial direction. Similarly, the output-side stationary pulley 15 is affixed to the output shaft 8, and the output-side movable pulley 16 is movably engaged to the outer circumference of the output shaft 8 by a spline, ball bearing, or the like in an axial direction.

The pressure-receiving areas of the respective movable-side pulleys 12, 16 are set so that the surface area of the input-side is larger than the surface area of the output-side. The effective diameter can be forcibly changed on the input side so as to change the speed ratio.

Further, in the axial direction, the stationary pulley 11 and the movable pulley 12 on the input side are arranged opposite to the stationary pulley 15 and the movable pulley 16 on the output side. A drive belt 18 is placed so as to be constantly perpendicular to the input shaft 6 and the output shaft 8.

The opposing surfaces of fixed pulleys 11, 15 and movable pulleys 12, 16 are formed with tapered surfaces such that the distance between them increases in the radially outward direction. The drive belt 18, whose cross section is an isosceles trapezoid, is placed between the input-side V-shaped pulley device 10 and the output-side V-shaped pulley device 14. The radial direction contact positions of the drive belt 18 on the surfaces of the pulleys continuously change in accordance with changes in the clamping force of the respective V-shaped pulley devices 10, 14 stationary and movable pulleys. If the contact positions of the drive belt 18 on the input-side V-shaped pulley device 10 are moved radially outward, the contact positions of the drive belt 18 on the output-side V-shaped pulley device are moved radially inward, and the speed ratio  $e$  (= rotational speed  $N_{out}$  of the output shaft 8/rotational speed  $N_{in}$  of the input shaft 6) of the CVT increases. In the reverse case, the speed ratio  $e$  decreases.

The output shaft 8 power is transmitted to drive wheels via a planetary gear device for switching between forward and backward movements, a speed reduction gear device, and a differential gear device, etc., which are not shown.

Meanwhile, an accelerator pedal sensor 34 detects the degree of opening  $\theta_{ac}$  of an accelerator pedal 36 that is depressed by a driver's foot. A throttle actuator 19 which is separate from the accelerator pedal 36 controls the degree of opening of the intake throttle on the engine E/G.

An input-side rotational angle sensor 20 detects the rotational angle of the pulley 11, and an output-side rotational angle sensor 21 detects the rotational angle of the pulley 16. As a result, rotational speeds (vehicle speed  $V$  is what is [obtained] from the output side rotational speed) are detected and converted.

A pressure control valve 24 controls the amount of oil – a hydraulic medium sent from a reservoir 26 via a hydraulic line 27 by an oil pump 25 – escaping to a hydraulic line 28, thereby adjusting the line pressure  $PL$  on a hydraulic line 29. The line pressure  $PL$  is supplied to the output-side movable pulley 16 hydraulic servo device via the oil line 29.

A flow control valve 30 controls the amount of oil flowing into and out of the input-side movable pulley 12. In order to keep the speed ratio  $e$  of the CVT constant, contact is stopped between the oil line 33 and the line pressure oil line 31 and drain oil line 32 which branch from the oil line 29. As a result, the position in the axial direction of the input-side movable pulley 12 is kept constant, and the speed ratio  $e$  is also kept constant. In order to increase the speed ratio  $e$ , oil is supplied from the line pressure oil line 31 through the oil line 33 to the input-side movable pulley 12 hydraulic servo device. Consequently, the clamping force between the input-side pulleys 11, 12 is increased, the contact positions of the drive belt 18 on the surfaces of the input-side pulleys 11, 12 are moved radially outward, and the speed ratio  $e$  is increased. Conversely, in order to reduce the speed ratio  $e$ , oil in the input-side movable pulley 12 hydraulic servo device is conducted to the atmospheric side via the drain oil line 32, and the clamping force between the input-side pulleys 11, 12 is reduced.

The hydraulic pressure in the hydraulic line 33 is equal to or lower than the line pressure  $PL$ , but as described above, the pressure-receiving area of the input-side movable pulley 12 hydraulic servo device piston is set to be larger than the pressure-receiving area of the output-side movable pulley 16 hydraulic servo device piston. Therefore the clamping force of the input-side pulleys 11, 12 can be made larger than the clamping force of the output-side pulleys 15, 16.

The effective diameter between the input-side pulleys 11, 12 is changed by changing the clamping force of the input-side pulleys 11, 12 by means of the flow control valve 30, while in the output-side pulleys 15, 16, line pressure  $PL$  is adjusted by the

pressure control valve 24 so that a clamping force is generated such that torque transmission is ensured without slippage of the drive belt 18 in response to the change in effective diameter of the input-side pulleys.

An electronic control device 38 includes a D/A converter 40, an input interface 41, an A/D converter 42, a CPU 43, a RAM 44, and a ROM 45, which are connected to one another by an address data bus 39. An analog output  $\theta_{ac}$  from the accelerator pedal sensor 34 is sent to the A/D converter 42, and pulses from the rotational angle sensors 20, 21 are sent to the input interface 41. Control voltages  $V_{th}$ ,  $V_{in}$  and  $V_{out}$  to the throttle actuator 19, the flow control valve 30, and the pressure control valve 24, respectively, are sent from the D/A converter 40 via amplifiers 49, 50, and 51, respectively.

Fig. 3(A) shows the relationship between input voltage and output voltage for the throttle actuator 19 amplifier 49. Fig. 3(B) shows the relationship between input current on the throttle actuator 19 and the intake throttle degree of opening. The degree of throttle opening thus increases in proportion to the input voltage of the amplifier 49.

Fig. 4(A) shows the relationship between input voltage and output current of the amplifier 50 for the flow control valve 30. Fig. 4(B) shows the relationship between flow control valve 30 input current and the amount of flow to the movable pulley 12 input-side hydraulic servo. The speed ratio  $e$  is therefore proportional to the change in amplifier 50 input current.

Fig. 5(A) shows the relationship between input voltage and output current of the amplifier 51 for the pressure control valve 24. Fig. 5(B) shows the relationship between the input current of the pressure control valve 24 and line pressure PL. Line pressure PL thus changes linearly with respect to changes in the amplifier 51 input voltage. Even if the input current of the value control valve 24 is zero, the line pressure PL is maintained at a predetermined value  $PL_1$ . A predetermined hydraulic pressure is thus supplied to the hydraulic servos of the movable pulleys 12, 16, respectively, and minimum torque transmission to the CVT is ensured even in the unlikely case of a wire breakage or a failure in the electronic control device 38.

Fig. 1 shows a block diagram of the control system of this device.

In the figure, block 100 shows a computer for obtaining a target output horsepower  $PS^\circ$  from the degree of accelerator opening  $\theta_{ac}$  and the vehicle speed  $V$ , using an equation or a map.

Block 102 shows a computer for obtaining a target input-side rotational speed  $N_{in}^\circ$  from the target output horsepower  $PS^\circ$ . With this method, the input-side rotational speed may be preferably set, for example, on the optimal fuel consumption line A shown in Fig. 7. In Fig. 7, the solid lines represent equivalent fuel consumption rate lines ( $g/PS \cdot H$ ), and the broken lines represent equivalent horsepower rate lines ( $PS$ ).

Block 104 shows a control system that controls the speed ratio  $e$  of the CVT by feedback-adjusting a control voltage  $V_{in}$  of the flow control valve 30 so that the actual input-side rotational speed  $N_{in}$  of the CVT attains the target input-side rotational speed  $N_{in}^\circ$ . A calculation, e.g., Equation (1), is used for this control.

$$V_{in} = k_1 (N_{in} - N_{in}^\circ) \dots (1)$$

In performing this control, one is free to make corrections in accordance with, for example, oil temperature, and to use a more accurate computational formula.

Block diagram 106 shows a computer for obtaining a target engine torque  $T_e^\circ$  from the target output horsepower  $PS^\circ$  and the actual CVT input-side rotational speed  $N_{in}$ , using an equation or map. Equation (2), for example, is used for this calculation.

$$T_e^\circ = k_2 \times PS^\circ / N_{in} \dots (2)$$

Block 108 denotes a computer for calculating a target degree of throttle opening  $\theta_{th}^\circ$  from the target engine torque  $T_e^\circ$  and actual engine rotational speed  $N_e$ , using an equation or a map.

Block 110 is a control system that feedback-adjusts the throttle actuator 19 control voltage  $V_{th}$  so that the actual degree of throttle opening  $\theta_{th}$  attains the target degree of throttle opening  $\theta_{th}^\circ$ . Equation (3), for example, can be used for this control.

$$V_{th} = k_3 \times (\theta_{th}^\circ - \theta_{th}) \dots (3)$$

In block 100, the target output horsepower may be modified or changed using other factors such as the slope of the running course, the weight of the vehicle, an external switch (a selection switch for an economy mode, a power mode, or the like), or the like as parameters.

In block 102, the target input-side rotational speed  $N_{in}^{\circ}$  may be modified or changed using other factors such as vehicle speed, engine coolant temperature, running course slope, vehicle weight, external switch, air-fuel ratio, or the like as parameters.

Furthermore, in block 108 the target degree of throttle opening  $\theta_{th}^{\circ}$  may be modified or changed using other factors such as engine coolant temperature, air-fuel ratio, change over time in CVT input-side rotational speed, or the like as parameters. The change over time in the input-side rotational speed of the CVT should be considered here, since actual output torque changes during CVT gear shifting due to the effect of engine/clutch/CVT input-side inertial moment. To make such a modification, the target engine torque  $T_e^{\circ}$  may be replaced, for example, in the following equation.

$$T_e^{\circ} = T_e^{\circ} + k_4 \times d/dt (N_{in}) \dots (4)$$

Fig. 6 shows a flowchart for the above control.

First, in step 200, degree of accelerator opening  $\theta_{ac}$ , vehicle speed  $V$ , input-side rotational speed  $N_{in}$ , engine rotational speed  $N_e$ , and degree of throttle opening  $\theta_{th}$  are read in. Then, in step 202, target output horsepower  $PS^{\circ}$  is obtained as a function  $f_1$  of the degree of accelerator opening  $\theta_{ac}$  and the vehicle speed  $V$ . After that, in step 204, the target input-side rotational speed  $N_{in}^{\circ}$  is obtained as a function  $f_2$  of the target output horsepower  $PS^{\circ}$  obtained in step 202. In step 206, the control voltage  $V_{in}$  of the flow control valve 30 is obtained using the target input-side rotational speed  $N_{in}^{\circ}$  obtained in step 204 according to the calculation in the equation  $k_1 (N_{in} - N_{in}^{\circ})$ . In step 208, a target engine torque  $T_e^{\circ}$  is obtained as a function  $f_3$  of the input-side rotational speed  $N_{in}$  and the target output horsepower  $PS^{\circ}$ . In step 210, a target degree of throttle opening  $\theta_{th}^{\circ}$  is obtained as a function  $f_4$  of the target engine torque  $T_e^{\circ}$  and the engine rotational speed  $N_e$  obtained in step 208. Then, in step 212, the throttle actuator 19 control voltage  $V_{th}$  is obtained by the equation  $k_3 (\theta_{th}^{\circ} - \theta_{th})$ .

As a result, the degree of throttle opening is correctly controlled to a predetermined value in both the normal state and the transitional state, and the output torque of the engine is correspondingly controlled.

For example, in a diesel engine or the like, the object of this invention can be achieved directly by substituting a target fuel injection amount for the target degree of throttle opening.

In the above-mentioned embodiment, the CVT input-side rotational speed is compared with a target input-side rotational speed and feedback-controlled (the first invention). However, if the speed ratio  $e$  of the CVT is compared with a target speed ratio  $e^0$  and feedback-controlled, the object of this invention can be achieved in the same manner (the second invention). In this case, the target speed ratio  $e^0$  can be obtained as  $N_{out}/N_{in}^0$  ( $N_{out}$  represents the output-side rotational speed of the continuously variable transmission). The control voltage  $V_{in}$  of the flow control valve 30 can be obtained as  $k_5(e - e^0)$ .

#### Effect of the Invention

As described above, according to this invention excellent effects can be obtained by which output torque can be appropriately controlled in a simple structure both in the normal running state and in transitional states, thus improving both fuel consumption and dynamic performance.

#### 4. Brief Description of the Drawings

Fig. 1 is a block diagram showing the structure of an embodiment of a vehicle drive system control device related to this invention. Fig. 2 is a schematic showing an overall diagram of a vehicle engine and an automatic transmission to which the embodiment is applied. Fig. 3(A) is a line diagram showing input/output characteristics for a throttle actuator amplifier used in the embodiment. Fig. 3(B) is a line diagram showing the relationship between the throttle actuator input and the degree of throttle opening. Fig. 4(A) is a line diagram showing input/output characteristics of a flow control valve amplifier. Fig. 4(B) is a line diagram showing the relationship between the flow control valve input and the CVT speed ratio. Fig. 5(A) is a line diagram showing input/output characteristics of a pressure adjustment valve amplifier. Fig. 5(B) is a line diagram showing the relationship between the pressure control input valve and line pressure. Fig. 6 is a flowchart showing a control routine. Fig. 7 is a line diagram showing the relationship between engine rotational speed and output torque. Fig. 8 is a line diagram showing the relationship between engine rotational speed and output torque in order to explain technology disclosed in Japanese Laid-Open Patent Application No. 58-39870.

E/G...engine

6...input shaft  
 8...output shaft  
 $\theta_{ac}$ ...degree of accelerator opening  
 V...vehicle speed  
 $N_{in}$ ...input-side rotational speed  
 $N_{in}^{\circ}$ ...target input-side rotational speed  
 $PS^{\circ}$ ...target output horsepower  
 $T_e^{\circ}$ ...target engine torque  
 $\theta_{th}$ ...degree of throttle opening  
 $\theta_{th}^{\circ}$ ...target degree of throttle opening  
 e... speed-change ratio  
 $e^{\circ}$ ...target speed-change ratio  
 Agent: Satoshi Takaya  
           Keisuke Matsuyama  
           Takehiro Makino

Fig. 1

104    CVT control system  
 110    throttle actuator control system

Fig. 3 (A)

(1)    amplifier 49 output current  
 (2)    amplifier 49 input current

Fig. 3 (B)

(1)    degree of throttle opening  
 (2)    throttle actuator 19 input current

Fig. 4 (A)

(1)    amplifier 50 output current  
 (2)    amplifier 50 input voltage

Fig. 4 (B)

(1)    input to CVT, flow amount to be supplied to hydraulic servo  
 (2)    flow control valve 30 input current



Fig. 5 (A)

- (1) amplifier 51 output current
- (2) amplifier 51 input voltage

Fig. 5 (B)

- (1) line pressure PI
- (2) line pressure generating valve 24 input current

Fig. 6

- (1) start
  - (2) end
- 200 read  $\theta_{th}$ ,  $V$ ,  $N_{in}$ ,  $N_e$  and  $\theta_{ac}$

Fig. 7

- (1) engine output torque
- (2) equivalent horsepower line (PS)
- (3) equivalent fuel consumption rate line (g/PS·H)
- (4) engine rotational speed

Fig. 8

- (1) engine output torque
- (2) optimal fuel consumption line
- (3) degree of throttle opening 30%
- (4) degree of throttle opening 10%
- (5) engine rotational speed

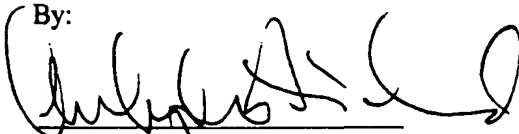
### Certification of Translation

I, Christopher Field, a professional Japanese translator accredited by the American Translators Association, hereby attest that the attached translation from Japanese has been faithfully prepared to the best of my ability.

2. Japanese Laid Open Patent Publication S62-110535

Date: April 26, 2004

By:

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Christopher Field', written over a horizontal line.

Christopher Field  
108 Codman Rd.  
Lincoln, MA 01773  
[www.christopherfield.com](http://www.christopherfield.com)